

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., проф., главн. инженер проекта
КО РС ПАО НКМЗ, Краматорск;
Г.С. СУКОВ, к.э.н., ген. директор ПАО НКМЗ;
М.Г. СУКОВ, начальник производства ПАО НКМЗ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ ГИБКОГО КОЛЕСА КРУПНОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассмотрено напряженно-деформированное состояние гибкого колеса крупной волновой передачи привода рудоразмольной мельницы. Деформации гибкого колеса определены методом конечных элементов, напряженное состояние установлено экспериментально, методом тензометрии. Получена удовлетворительная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Розглянуто напружено-деформований стан гнучкого колеса великої хвильової передачі приводу рудоразмольного млина. Деформації гнучкого колеса визначені методом кінцевих елементів, напружене стан установлений експериментально, методом тензометрії. Отримано задовільну збіжність результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

It is considered tensely-deformed condition of a flexible gear of large wave transmission of a drive crushing mill. Strains of a flexible gear defined by a finite element method, the tension is established experimentally, a method tensometry. Satisfactory convergence of results theoretical and experimental researches is received.

Одним из наиболее эффективных способов повышения нагрузочной способности машин и агрегатов является применение многопоточных конструктивных схем, в т. ч. с гибкими звеньями, упругие деформации которых упрощают технику дифференцирования силовых потоков. Многократно снижаются нагрузки на зубья, минимизируются габариты и металлоёмкость механического привода. Существующие передачи с гибкими звеньями обладают сравнительно низкой нагрузочной способностью – преимущественно до 5 КН·м. В процессе исследования и освоения крупных волновых передач на "НКМЗ", наличие масштабного фактора вызвало существенные изменения соотношений геометрических и силовых параметров волновой передачи с деформациями гибкого звена. Проявились новые свойства не характерные для небольших волновых передач: осевые силы, повышенные энергетические потери, заклинивание и проскок зубьев в зацеплении. В известных работах Цейтлина [1], Шувалова [2], Гинзбурга [3], Ковалёва [4], Волкова [5], Иванова [6], др. авторов, эти вопросы не нашли должного решения.

Одним из негативных проявлений масштабного фактора служит интерференция зубьев, представляющая наиболее значимые аспекты теории зубчатых зацеплений, определяющая геометрические условия существования зубчатой пары. При модуле зубьев 1,5÷2мм, крутящих моментах в десятки т·м, упругие деформации гибкого колеса превышают зазоры в зацеплении, вызывая интерференцию зубьев 2^{го} рода. В своё время спроектированные по известным методикам и изготовленные на ПАО НКМЗ крупные волновые редукторы, по этой причине оказались не работоспособны.

Главным звеном волновой передачи, требующим особого внимания с точки зрения жёсткости и ресурса работы, является гибкое колесо, которое непре-

менно деформируется под действием генератора волн. Учитывая особое влияние деформаций на интерференцию зубчатого зацепления волновой передачи, определим перемещения оболочки гибкого колеса.

Гибкое колесо преобразует вращение генератора волн в волновое движение гибкого зубчатого венца, составляющая вращения которого отбирается посредством оболочки и через шлицы передаётся на выходной вал. Гибкое колесо рассматриваем как тонкостенную цилиндрическую оболочку длиной l с гибким зубчатым венцом шириной b_1 на одном конце и шлицами шириной b_2 на противоположном. Отношение толщины оболочки h к диаметру окружности, делящей стенку оболочки пополам $2a$, составляет 0,012. Оболочка представляет часть гибкого колеса свободную от внешней нагрузки, передающую крутящий момент на шлицы. Демпфирование оболочки сглаживает влияние пиковых нагрузок при передаче крутящего момента и выравнивает распределение сил в кинематических парах.

Крутящий момент формируется дисками генератора волн на участке гибкого зубчатого венца и передаётся касательными усилиями, распределёнными по торцу оболочки не равномерно вследствие неравномерной деформации зубчатого венца. Неравномерность этих усилий выравнивается оболочкой. Напряженное состояние оболочки рассматриваем как поле возмущений, вследствие краевого эффекта у торца оболочки, наложенное на поле касательных напряжений, при равномерном распределении касательных усилий по торцу оболочки. Наличие поля возмущений, вызванное неравномерной деформацией торца оболочки, во многом определяет её прочностные свойства. Неравномерная деформация гибкого колеса в окружном направлении является определяющей, т.к. значительно превышает его продольную деформацию.

Задачей данного исследования является определение поля напряжений в оболочке гибкого колеса с целью оптимизации его конструктивных параметров.

Расчётная схема гибкого колеса представлена на рисунке 1. Радиальные усилия передаваемые гибкому колесу со стороны генератора волн, передаются по линии их совместного контакта. Заменим распределённую радиальную нагрузку сосредоточенными силами P_0 (рисунок 2).

Ввиду симметрии нагрузки и деформации гибкого колеса, ограничимся расчётом одной четверти последнего, разобьём на конечные элементы. Каждый конечный элемент представляет часть цилиндрической оболочки в плане прямоугольной формы неодинаковых размеров, меньших в контакте гибкого колеса с генератором волн, больших – где контакт отсутствует. Такой выбор конечных элементов обусловлен потребностью более глубокого анализа зоны контакта.

В качестве исходных данных расчётной модели приняты: номера конечных элементов, номера узлов, их координаты, жёсткости конечных элементов, наложенные связи, величины нагрузок приложенных в узлах конечных элементов. Результаты выполненных расчётов представляют радиальные перемещения узлов конечных элементов четверти оболочки гибкого колеса, приведенные на рисунках 3-5. Из графиков радиальных перемещений гибкого колеса определяем, что контакт гибкого колеса с генератором волн проходит по линии $b-h$, среднее радиальное перемещение которой

$$w_{b-b} = \frac{w_{56} + w_{63}}{2} = \frac{1,504 + 1,495}{2} \approx 1,5 \text{ мм.}$$

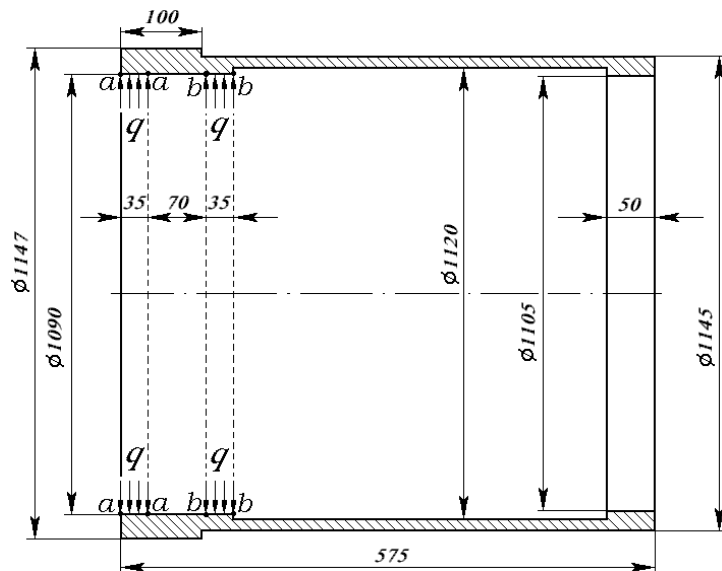


Рисунок 1 – Расчётная модель гибкого колеса

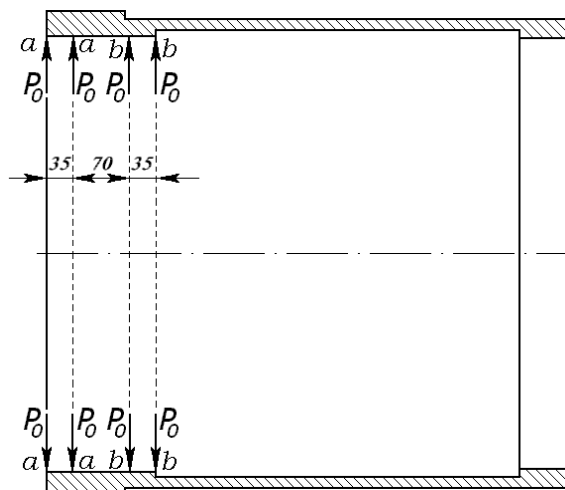


Рисунок 2 – Модификация расчётной модели гибкого колеса

Экспериментальные исследования проводились на волновом редукторе ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т (рисунок 6). Интервал наклейки тензорезисторов на внешней поверхности гибкого колеса составляет Δ=30мм. Для изоляции от

масляной ванны тензорезисторов, смонтированных на гибком колесе волнового редуктора, использовалось комбинированное синтетическое герметичное покрытие. Результаты тензометрии гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А представлены графически (рисунки 7-12).

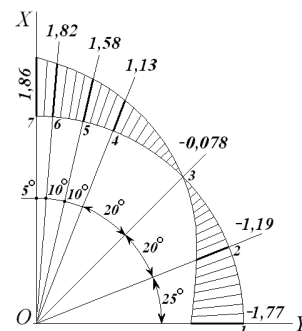


Рисунок 3 – Радиальные перемещения правого торца гибкого колеса

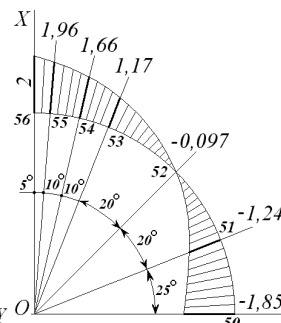


Рисунок 4 – Радиальные перемещения границы контакта гибкого колеса

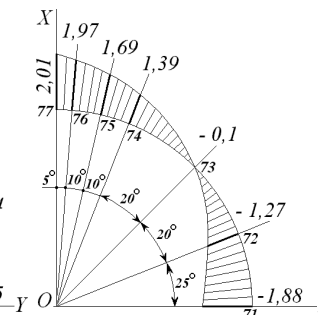


Рисунок 5 – Радиальные перемещения левого торца гибкого колеса

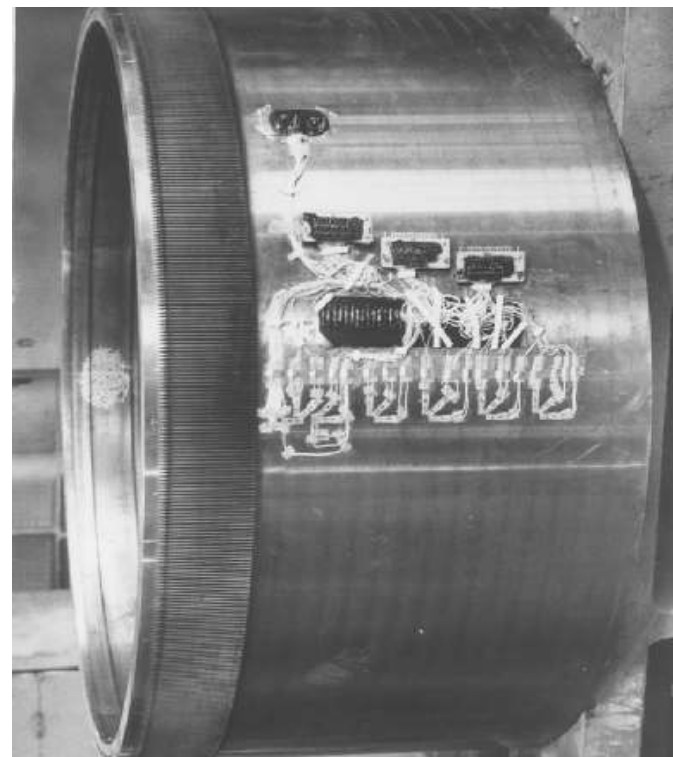


Рисунок 6 – Гибкое колесо волнового редуктора ВЗ-1120А с тензорезисторами

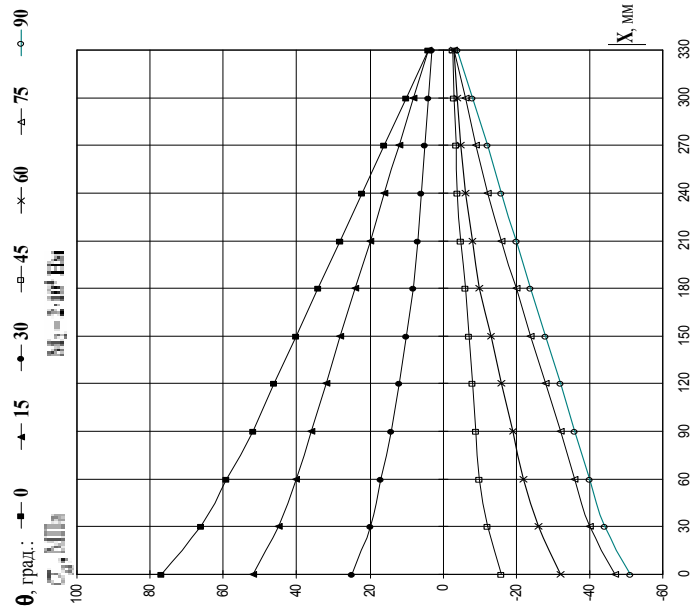


Рисунок 7 – Окружные напряжения σ_θ (МПа) на внешней поверхности оболочек гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн θ , при нагрузке $M_2=2 \cdot 10^4 \text{ Нм}$

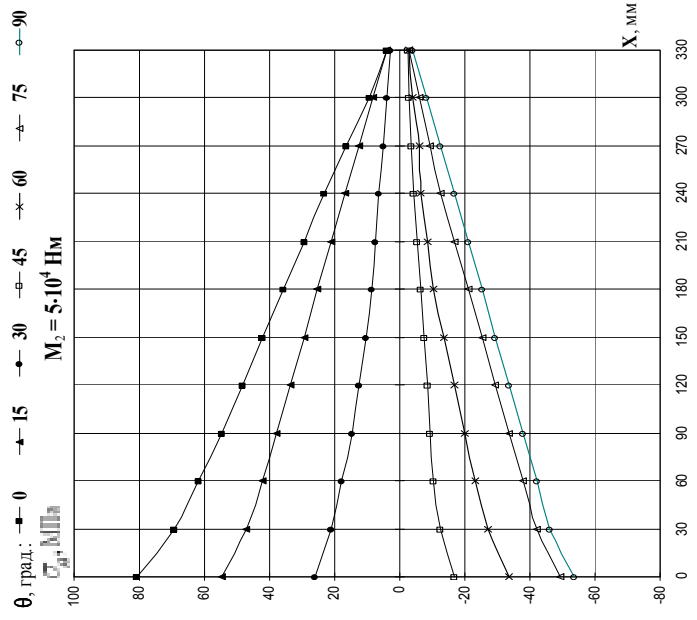


Рисунок 8 – Окружные напряжения σ_θ (МПа) на внешней поверхности оболочек гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн θ , при нагрузке $M_2=5 \cdot 10^4 \text{ Нм}$

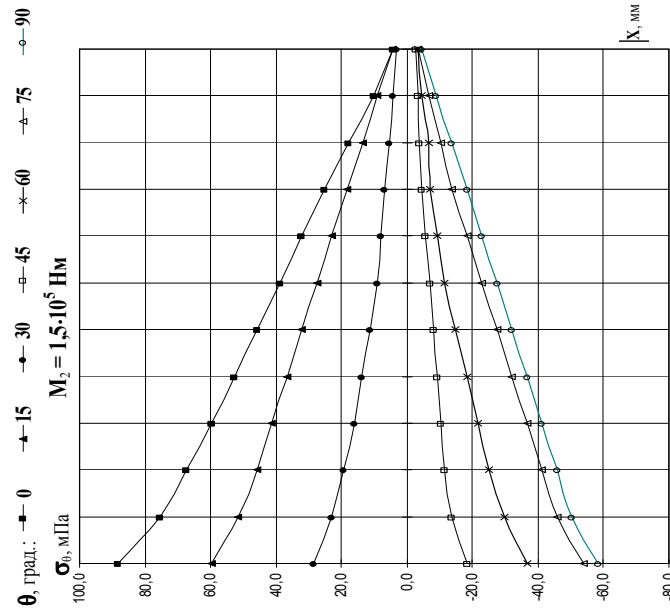


Рисунок 9 – Окружные напряжения σ_θ (МПа) на внешней поверхности оболочек гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн θ , при нагрузке $M_2=1,5 \cdot 10^5 \text{ Нм}$

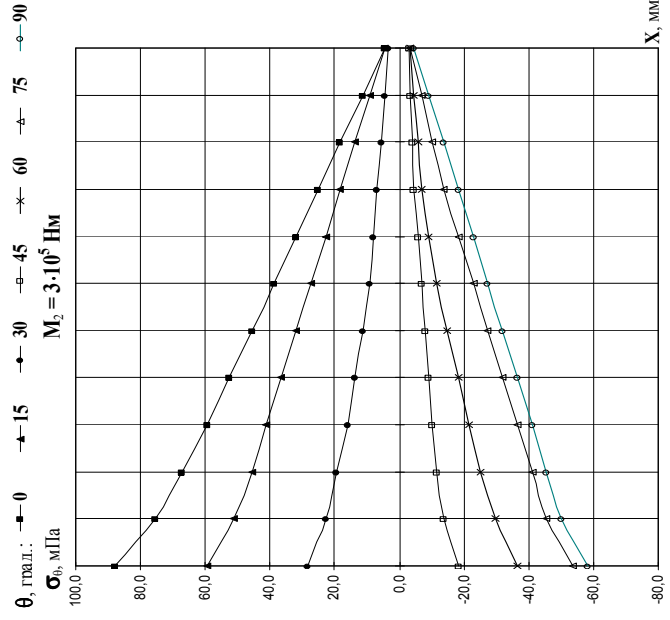


Рисунок 10 – Окружные напряжения σ_θ (МПа) на внешней поверхности оболочек гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн θ , при нагрузке $M_2=3 \cdot 10^5 \text{ Нм}$

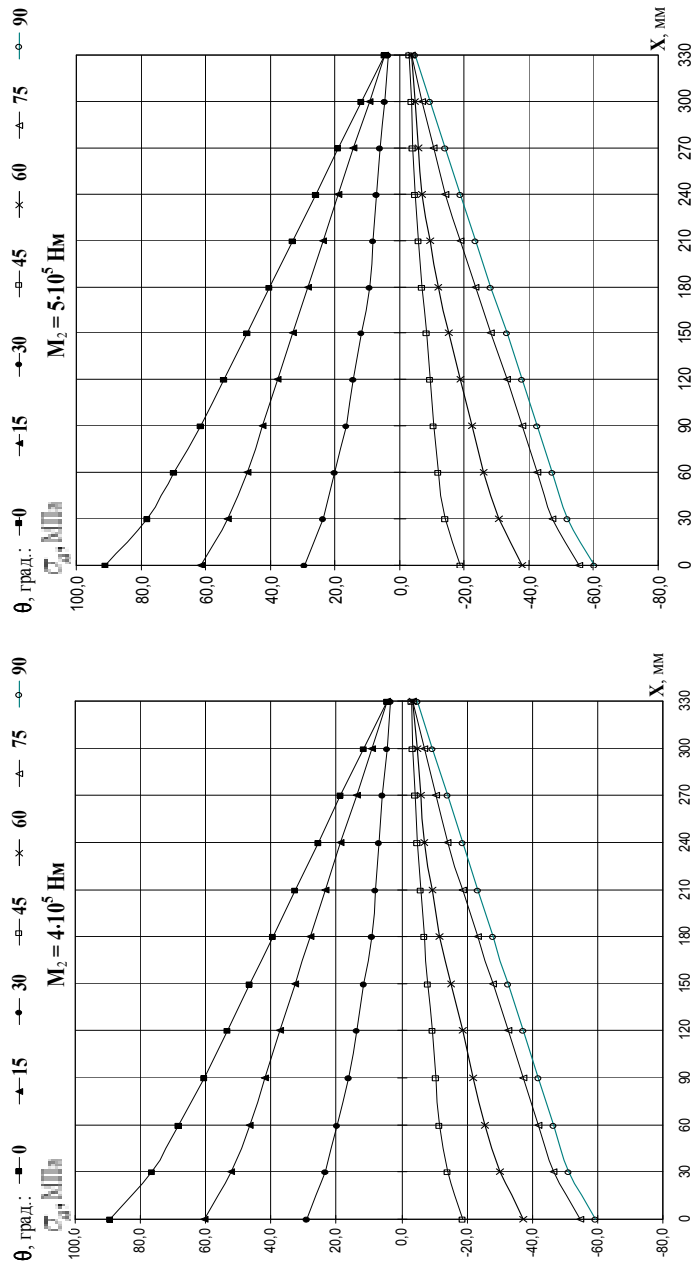


Рисунок 11 – Окружные напряжения σ_θ (МПа) на внешней поверхности оболочки гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн θ при нагрузке $M_2=4 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Рисунок 12 – Окружные напряжения σ_θ (МПа) на внешней поверхности оболочки гибкого колеса волнового редуктора ВЗ-1120А рудоразмольной мельницы МГР 5500×7500, объёмом 160м³, массой загружаемой руды 220т, в зависимости от расстояния X до зубчатого венца, при различных фиксированных значениях угла отклонения от большой оси генератора волн θ при нагрузке $M_2=5 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Измерение деформированного состояния гибкого колеса производилось при частоте вращения ведущего вала $1,667\text{с}^{-1}$ и нагрузочных моментах на ведомом валу редуктора $M_2=(0,2; 0,5; 1,5; 3; 4; 5) \times 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$. По данным экспериментальных исследований определены компоненты деформации внешней поверхности гибкого колеса: вдоль образующей ε_x ; в окружном направлении ε_θ , под углом 45° к направлениям X и θ , ε_{45° . Результирующими оказались окружные напряжения σ_θ , представленные на графиках (рисунки 7-12).

Расхождения полученных данных теоретических и экспериментальных исследований напряжённо-деформированного состояния гибкого колеса волновой передачи не превышают 6%, что свидетельствует о достоверности результатов выполненных исследований.

Выполненные исследования позволяют уточнить деформации гибкого колеса под действием генератора волн, что необходимо для устранения интерференции зубьев и оптимизации соотношения параметров крупных волновых зубчатых передач. На основании полученных результатов выполненных исследований, в целях совершенствования конструктивных факторов гибкого колеса по критериям несущей способности и ресурса работы, рекомендовано снизить толщину гибкого колеса на 25...30%.

Список литературы: 1. Цейтлин Н.И., Михеев М.Б. Определение податливости диафрагмы гибкого колеса – стакана волновой зубчатой передачи // Волновые передачи: Сб. тр. – М.: Станкин, 1978. – Вып.4. – С.153-165. 2. Шувалов С.А., Горелов В.Н. Исследование напряжений в гибком зубчатом венце методом конечных элементов // Вестник машиностроения. – 1983. – №1. – С.10-12. 3. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160с. 4. Ковалёв Н.А. Общие основы теории передач гибкими колёсами // Машиноведение. – 1977. – №5. – С.59-65. 5. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи. – К.: Техника, 1976. – 224с. 6. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184с.

Поступила в редколлегию 24.04.12

УДК 621.833

В.Н. ТКАЧЕНКО, к.т.н., доцент каф. ДМ и ПМ НТУ "ХПИ", Харьков

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ГИБКОМ КОЛЕСЕ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДИСКОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ

В статье приводятся результаты исследования влияния вращающегося момента на выходе волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн на напряжения изгиба в зубчатом венце гибкого колеса. Проанализировано влияние угла охвата дисков генератора гибким колесом.

У статті наведені підсумки досліджень впливу обертаючого моменту на виході хвильової зубчастої передачі з дисковим генератором хвиль на напруження згину в зубчастому вінці гнучкого колеса. Проаналізовано вплив кута охоплення дисків генератора гнучким колесом.

In article presents the results of investigations of the influence of torque at the output of the wave gear drive with a disk generator waves at the tension in the flexible wheels. The influence of the initial angle of coverage of the generator flexible wheel drive.